

Э.Г.БРАТУТА, д-р техн.наук, **Р.Г.АКМЕН**, канд. техн.наук,
О.В.КРУГЛЯКОВА, канд. техн.наук, **В.В.ЧУБАРОВА**, **С.В.БОРОВОК**,
(г. Харьков)

КОНТАКТНАЯ КОНДЕНСАЦИЯ ПАРА ИЗ ОТРАБОТАВШЕЙ В ГТУ ПАРОГАЗОВОЙ СМЕСИ

Запропоновано розрахункову методику визначення геометричних розмірів конденсатора змшувального типу, у якому процес конденсації реалізується на полідисперсній поверхні крапель, що продуцуються розподіленими джерелами диспергування води. На відміну від відомих емпіричних методик розрахунку, дана методика не потребує залучення в якості граничних умов об'ємних коефіцієнтів тепловіддачі.

The calculation method to determine the geometrical dimensions of contact steam condenser where steam is condensed into polydispersed drops that are produced by distributed dispersed water sources. The method doesn't need volume heat transfer coefficients as it is required in many famous empiric methods.

Как следует из ряда публикаций [1, 2], для повышения удельной мощности газотурбинных установок (ГТУ) применяется подача водяного пара в продукты сгорания непосредственно за камерой сгорания ГТУ. При этом понижается температура продуктов сгорания, что обеспечивает более долговечную работу первых ступеней проточной части ГТУ и, кроме того, сжигание топлива может проводиться с меньшим избытком воздуха, что в свою очередь уменьшает работу компрессора. Однако, необходимость использования химически очищенной, деаэрированной воды для исключения отложения солей на лопаточном аппарате ГТУ, приводит к существенному увеличению эксплуатационных расходов при выбросе водяного пара в атмосферу вместе с продуктами сгорания. Улавливание водяного пара (его конденсация) и возврат воды в цикл обеспечивает существенное повышение экономических показателей работы ГТУ. Процесс конденсации водяного пара из парогазовой смеси может осуществляться в аппаратах как поверхностного типа (рекуператорах), так и в контактных аппаратах, где поверхность контакта парогазовой смеси с охлаждающей водой создана системой форсунок, диспергирующих охлаждающую воду. Контактные аппараты обладают существенным преимуществом перед аппаратами поверхностного типа, прежде всего из-за простоты устройства и существенно меньшего недогрева охлаждающей воды. Вместе с тем, анализ существующих публикаций [3-5] показал, что в настоящее время достоверные методики расчета аппаратов контактного типа, в которых конденсация осуществляется в условиях высокой концентрации неконденсируемых газов, практически отсутствует, а имеющиеся методики с использованием объемных

коэффициентов теплообмена для проектирования новых аппаратов непригодны.

Целью работы является создание математической модели контактного аппарата, в котором происходит конденсация водяного пара из парогазовой смеси на поверхности полидисперсной капельной среды, продуцируемой форсуночной системой.

Учитывая, что процесс конденсации пара из парогазовой смеси проходит при изменяющейся концентрации пара и, как следствие, при переменной температуре парогазовой смеси, процесс конденсации рассматривается как неізотермический процесс конденсации (НПК).

При создании математической модели НПК использовались следующие допущения: рассматривается плоский квазистационарный парогазовый поток, в котором параметры состояния смеси в плоскости, перпендикулярной направлению движения потока, постоянны во времени; кондуктивный перенос тепла в парогазовом потоке считается малым; лучистый перенос тепла между парогазовой и капельной средами считается малым; скорость паро-газового потока принимается средней в данном сечении потока; неравномерность конденсации и испарения по поверхности капли пренебрежимо мала; изменение диаметра капли в процессе конденсации и испарения мало в связи с малым временем пребывания капли в парогазовой среде, высокой кратностью конденсации и достаточно грубым распылом воды.

Схема рассматриваемой модели и система координат приведена на рис.1.

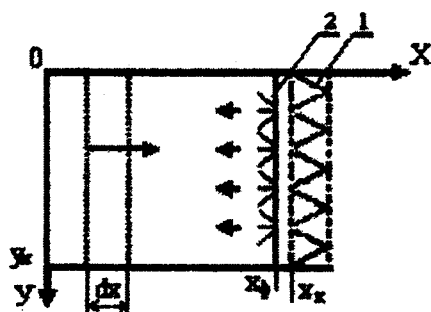


Рис. 1. Схема модели НПК

1 — выходной сепаратор; 2 — стояки с форсунками.

Система уравнений математической модели включает следующие уравнения.

Уравнения движения единичной капли в проекции на оси координат

$$m_i \frac{dW_{i,x}}{dt} = -CF_i \phi(d_i) \rho_{cm} |W_r - W_{i,x}| \frac{W_r - W_{i,x}}{2}, \quad (1)$$

$$m_i \frac{dW_{i,y}}{dt} = m_i g - CF_i \phi(d_i) \rho_{cm} |W_{i,y}| \frac{W_{i,y}}{2}, \quad (2)$$

где $W_{i,x} = \frac{dx_i}{dt}$, $W_{i,y} = \frac{dy_i}{dt}$, $C = 0,32 + \frac{24}{Re_i} + \frac{4,4}{Re_i^{0,5}}$, $Re_i = \frac{|\vec{W}_r - \vec{W}_i| d_i}{\nu_{cm}}$,

$$\nu_{cm} = \frac{\mu_{cm}}{\rho_{cm}}, \quad \rho_{cm} = \rho_n r_n + \rho_r (1 - r_n), \quad \mu_{cm} = \frac{\mu_n r_n + 1,6(1 - r_n) \mu_r}{1 + 0,61(1 - r_n)}.$$

Функцию распределения капель диспергируемой воды по размерам

$$v(d_i) = \frac{2}{3\pi} \beta^4 d_i^3 K_1(\beta d_i), \quad (3)$$

где β – экспериментально определенный параметр распределения [6].

Уравнение баланса теплоты для элемента dx объема газовой среды

$$G_{cm} C_{p,cm} \frac{dt_r}{dx} \pm r \frac{dG_n}{dx} = \sum_{j=1}^{m_1} \sum_{i=1}^{n_1} m_{j,i} C_{p,v} \frac{df}{dx}, \quad (4)$$

где $G_{cm} C_{p,cm} \frac{dt_r}{dx}$ – изменение энтальпии газовой среды, $\pm r \frac{dG_n}{dx}$ – теплота

конденсации (испарения) пара на поверхности капельной среды, $m_{j,i} C_{p,v} \frac{df}{dx}$ –

теплота, аккумулированная каплей i -го разряда из j -й форсунки, за время пребывания в слое dx , n_1 – количество разрядов капель j -й форсунки, прошедших слой dx , m_1 – количество форсунок, капли которых прошли слой dx .

Уравнение теплового баланса капли i -го разряда (считая каплю сферой)

$$\alpha_i (t_r - t_{i,n}) \pm r \beta_{i,p} |p_{n.o.} - p_{n.p.}| = \frac{d_i}{6} C_{p,i} \frac{df_i}{dt}. \quad (5)$$

Уравнение неразрывности парогазового потока в данной модели

$$\rho_{cm} W_r = const.. \quad (6)$$

Уравнение полного баланса теплоты

$$G_r \bar{c}_{pr} (t_{r,0} - t_{r,ков.}) + r \Delta G_n = G_n \bar{c}_{p,v} (\bar{t}_{в.к.} - t_0). \quad (7)$$

Интенсивность теплообмена капли i -го разряда по данным [7] может быть найдена из

$$Nu = 2 + 0,6 Re^{0,5} Pr_{cm}^{0,5}. \quad (8)$$

Интенсивность массоотдачи для капли i -го разряда определялась следующим образом:

$$\text{Nu}_{D,\text{ст.}} = 2 + 0,6 \text{Re}^{0,5} \text{Pr}_D^{0,5}. \quad (9)$$

Коэффициент диффузии рассчитывался как

$$D = D_0 \left(\frac{T_r}{T_0} \right)^{1,5}, \quad (10)$$

где $D_0 = 0.22 \text{ см}^2/\text{с}$ – коэффициент диффузии системы пар–воздух при нормальных условиях.

Расчетное значение критерия Нуссельта определялось по [7] из

$$\text{Nu}_D = \text{Nu}_{D,\text{ст.}} + 0,51 f(c_0, c_n) \text{Re}^{0,5}, \quad (11)$$

$$\text{где } f(c_0, c_n) = \sqrt{\frac{\text{Nu}_{D,\text{ст.}} / 2}{\left(\frac{1-c_0}{1-c_n} \right)^{\text{Pr}_D}}}.$$

Начальные условия для капельной среды:

$x_i = x_\phi, y_i = y_\phi$, где x_ϕ, y_ϕ – координаты расположения форсунки;

$W_i = -W_0$, где $W_0 = \text{const}$ – стартовая скорость капли;

угол раскрытия факела форсунки $\phi_0 = \text{const}$ тогда $W_{i,x} = -W_0 \cos \phi_0$,

$W_{i,y} = -W_0 \sin \phi_0$;

начальная температура воды $t_0 = \text{const}$.

Начальные условия для парогазовой среды (при $x = 0$):

$W_r = W_{r0}$ – скорость на входе в конденсатор;

$r_n = r_{n,0}$ – начальная концентрация пара;

$t_r = t_{r,0}$ – начальная температура паро-газовой среды;

$t_r = t_{r,\text{кон.}}$ – конечная температура паро-газовой среды (при $x_i = x_k$).

Интегрирование системы уравнений (1, 2) и (4, 5) с учетом (6-11) невозможно даже с учетом принятых допущений, поэтому для численной реализации приведенной математической модели область решения область решения $0 \leq x \leq x_k, 0 \leq y \leq y_k$ разбивается плоскостями $y_i = \text{const}$ на l слоев с шагом Δx , в пределах которого температура паро-газовой среды, концентрация пара и скорость паро-газового потока считаются постоянными. В качестве первого приближения задается линейное распределение температуры парогазовой среды по координате x в виде $t_{kr} = t_{r0} - (t_{r0} - t_{r,\text{кон.}})k\Delta x / x_k$;

Алгоритм реализации численного интегрирования приведенных систем уравнений содержит следующие этапы.

Система уравнений движения капли i -го разряда из j -й форсунки (1, 2) решается методом Рунге-Кутты-Мерсона с пошаговым выбором шага решения Δt , который обеспечивает заданную точность решения. Расчет траектории для данного разряда капель считается законченным, если выполняется одно из условий

$$x_i \leq 0; \quad x_i > x_k; \quad y_i \geq y_k. \quad (18)$$

Одновременно с траекторным расчетом для каждого временного шага Δt производится расчет теплообмена капли по (8), массоотдачи по (11) с учетом (9, 10) и изменение средней температуры капли по (5). Расчет по (5) требует последовательных приближений, т.к. неизвестна температура поверхности капли и соответствующее ей парциальное давление пара $p_{п.п.}$. Температура поверхности капли находилась по модифицированному решению для твердой сферы при граничных условиях II-го рода [8].

В процессе траекторного расчета движения капли фиксировался момент входа капли в k -й слой по оси x и выхода из этого слоя. Если при входе капли в k -й слой температура поверхности капли оказывалась меньше температуры насыщения в данном слое, то предполагалось, что имеет место конденсация пара из парогазовой смеси на поверхности капли. В противном случае считалось, что происходит испарение с поверхности капли в среду. Если температура среды в слое оказывалась выше температуры насыщения при данном парциальном давлении пара, то считалось, что происходит испарение с поверхности капли и, соответственно, парциальное давление пара повышается.

Масса капель данного i -го интервала их размеров определялась из кусочно-постоянной аппроксимации (3).

После проведения траекторных и тепловых расчетов для всего спектра распыливания и по всем форсункам проводилось пошаговое решение уравнения (3), начиная от входа парогазового потока. Для каждого шага Δx находилось изменение температуры потока, изменение концентрации паровой фазы из-за конденсации или испарения, скорость парогазового потока по (6).

В результате отыскивается распределение температуры потока по ходу парогазовой смеси. Полученное распределение температуры сравнивается с ранее заданным. При максимальном отклонении $|t'_{кр.} - t''_{кр.}| > \varepsilon$, где ε – заданная точность расчета, найденное распределение температуры потока парогазовой смеси принималось в качестве заданного, и алгоритм повторялся, начиная с траекторного расчета.

Приведенный алгоритм численного решения задачи НПК реализован в языке Pascal.

К качеству иллюстрации приведены результаты решения конкретной задачи неизотермического процесса конденсации пара из паро-газовой смеси (рис. 2) при следующих параметрах смеси и охлаждающей воды:

- температура циркуляционной воды на входе – 35 °С;
- расход продуктов сгорания – 119,3 кг/с;
- подача пара в цикл – 20,3 кг/с;
- температура продуктов сгорания на входе – 122 °С;

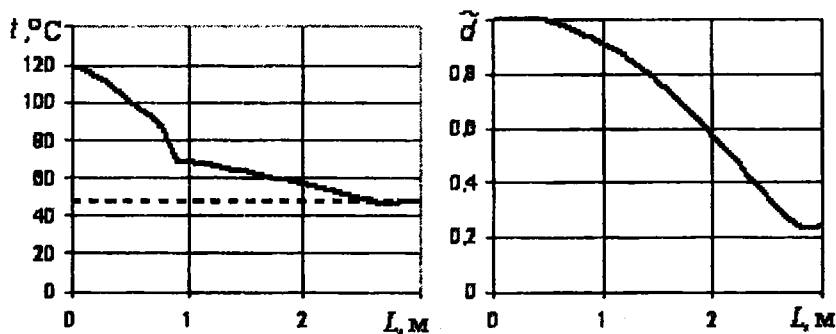


Рис. 2. Изменение температуры и относительной влажности газа по длине конденсатора

По результатам работы можно сделать следующие выводы.

1. Разработанная математическая модель НПК отражает влияние практически всех определяющих факторов на процесс контактной конденсации пара на полидисперсной поверхности капель. Отличие модели от известных состоит в том, что из эксперимента привлекаются соотношения, зависящие не от геометрических особенностей аппарата (что резко ограничивает область применения модели), а лишь эмпирические формулы, полученные для одиночной капли.

2. Численная реализация математической модели и сопоставление полученных результатов с величинами режимно-геометрических характеристик действующих конденсаторов контактного типа позволяет считать предложенную методику расчета вполне работоспособной.

Список литературы: 1. *Арсентьев Л.В., Беркович А.Л.* Параметры ГТУ с впрыском воды в компрессор // Теплоэнергетика. – 1996. – №6. – С. 18–22. 2. *Беляев В.Е., Листопадов Д.В., Косой А.С., Маркелов А.П., Синкевич М.В.* Влияние расхода охлаждающего пара на характеристики парогазовых установок с впрыском пара // Теплоэнергетика. – 2002. – №9. – С. 34–38. 3. *Берман Л.Д., Гордон Б.Г., Богдан С.Н.* Опытные зависимости для расчета теплообмена при конденсации пара на диспергированной струе воды // Теплоэнергетика. – 1983. – №3. – С. 19–22. 4. *Ермолов В.Ф., Пермяков В.А., Ефимочкин Г.И.* Смешивающие подогреватели паровых турбин. – М., 1982. – 182 с. 5. *Исаченко В.П., Кушнырев В.И., Солодов А.П.* Теплообмен при конденсации водяного пара из парогазовой смеси на струях диспергированной воды // Теплообмен и гидродинамика одно- и двухфазных теплоносителей. М., 1971. – С. 42–50. 6. *Братута Э.Г.* Диагностика капельных потоков при внешних воздействиях. – Харьков: Выпш школа, 1987. – 144 с. 7. *Кутателадзе С.С.* Теплопередача при конденсации и кипении. – М.-Л.: Машгиз, 1952. – 232 с. 8. *Лыков А.В.* Теория теплопроводности. – М.: ГЭИ, 1952. – 392 с.

Поступила в редколлегию 15.04.04